

# EUROPEAN PATENT OFFICE

## Patent Abstracts of Japan

PUBLICATION NUMBER : 09061074  
PUBLICATION DATE : 07-03-97

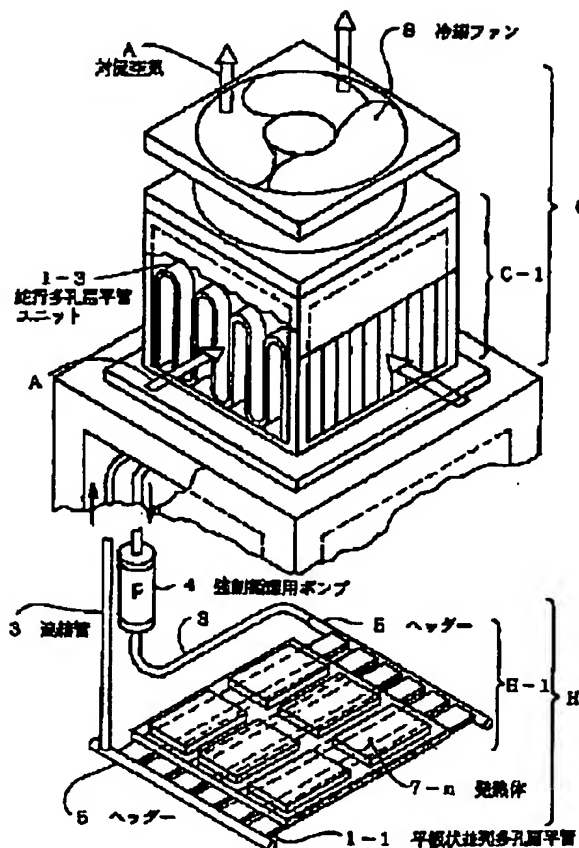
APPLICATION DATE : 25-08-95  
APPLICATION NUMBER : 07251722

APPLICANT : AKACHI HISATERU;

INVENTOR : AKACHI HISATERU;

INT.CL. : F28D 15/02 F28D 15/02

TITLE : CLOSED TEMPERATURE CONTROL SYSTEM



**ABSTRACT :** PROBLEM TO BE SOLVED: To cause a large volume of system to be easily attained and to prevent a cost from being substantially increased by a method wherein a heat exchanging part is constituted such that many porous flat pipes having a predetermined length are arranged in parallel in side-by-side relation and entirely arranged in a flat plate form.

**SOLUTION:** A heat receiving heat exchanger H and a heat discharging heat exchanger C are connected by a connecting pipe 3 in a closed loop state and in an air-tight state. Working liquid in the loop is circulated by a forced circulating pump 4, an inner side of the loop-like pipe passage is evacuated to a high level to form a heat pipe container, double-phase condensing working liquid is enclosed in the container so as to constitute a double-phase condensing thermal medium fluid forced circulating type loop formed fine hole heat pipe. In this case, porous flat pipes are arranged side-by-side like a flat plate at a heat receiving heat exchanging part H-1 so as to be effectively utilized. Many devices having porous flat pipes formed in a zig-zag form are arranged at the heat discharging heat exchanger C-1 and they are effectively utilized as a group of zig-zag formed porous flat pipe devices.

COPYRIGHT: (C)1997,JPO

**THIS PAGE BLANK (USPTO)**

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平9-61074

(43) 公開日 平成9年(1997)3月7日

(51) Int.Cl.<sup>4</sup>

F 2 8 D 15/02

識別記号

庁内整理番号

1 0 1

F I

F 2 8 D 15/02

技術表示箇所

L

1 0 1 L

審査請求 未請求 請求項の数 7 書面 (全 14 頁)

(21) 出願番号

特願平7-251722

(22) 出願日

平成7年(1995)8月25日

(71) 出願人 000101086

アクトロニクス株式会社

神奈川県伊勢原市沼目4丁目1番10号

(71) 出願人 000198949

赤地 久輝

神奈川県相模原市上鶴間5丁目6番5-603

(72) 発明者 赤地 久輝

神奈川県相模原市上鶴間5丁目6番5-603

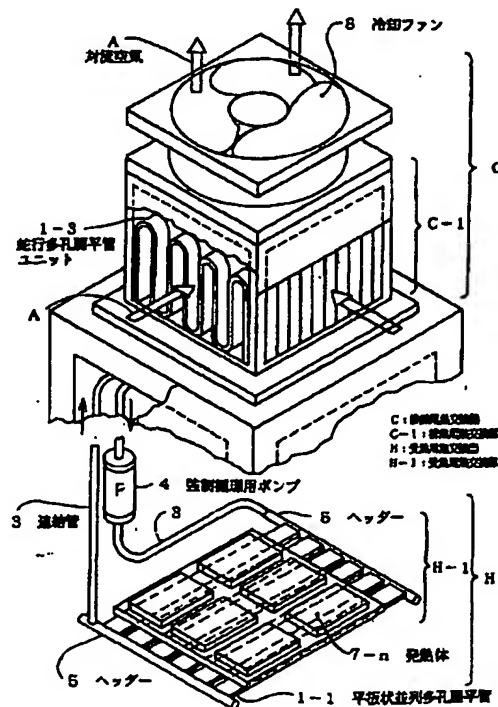
(54) 【発明の名称】 クローズド温度制御システム

(57) 【要約】

【目的】 蛇行細管ヒートパイプ式クローズドシステム温度制御装置の小型軽量化及びその構成の簡素化を図ると共にその大幅なコスト低減を可能にする。

【構成】 システムの主要部分を占める熱交換部の構成素材を蛇行細管に替えて細径の貫通細孔群を有する軽金属の多孔扁平管を用いて構成した。

【効果】 リボン状扁平管の中に多数の細径管通孔を有するアルミ多孔扁平管の一本はその内部の細径トンネル効果において、細管の数10本に匹敵し、外表面の熱伝達性能において細管のほぼ10本に匹敵し、その可撓性、柔軟性は其の厚さと同等径の純銅細管に勝る。これにより簡素化されたシステムの熱交換部は管の使用長さが10%に低減され、構成容積が50%に小型化された。更に素材の長さ当たり単価がほぼ同等であり、これらの総合効果として熱交換部の材料費を90%、加工費を80%、システム全体としてコストを70%も削減することに成功した。



## 【特許請求の範囲】

【請求項1】 熱媒流体の循環サイクルに依って被温度制御物質の温度を制御するクローズド温度制御システムであって、被温度制御物と熱媒流体との間で熱量を授受交換せしめる受熱用熱交換器を第一の構成要素とし、循環熱媒流体と外部熱媒流体との間で熱量を授受交換して系外に熱量を排出する排熱用熱交換器を第二の構成要素とし、両構成要素の間を閉ループ状に且つ気密に連結し、熱媒流体の循環サイクルを構成する連結管路を第三の構成要素とし、熱媒流体を排熱用熱交換器の熱媒流体排出口から受熱用熱交換器の熱媒流体送入口に向かう方向に循環せしめる強制循環ポンプを第四の構成要素とし、これらの四構成要素を含んで構成されてある熱媒流体循環サイクル系の全体が二相凝縮性熱媒流体強制循環型のループ型細管ヒートパイプとして構成されてあることを第五の構成要素とし、これらの五要素を主たる構成要素としており、第一及び第二の構成要素の双方若しくは何れかの構成要素の熱交換部は、熱伝導性の良好な軽金属を素材とし貫通細孔群を有する多孔扁平管を主材料として構成されてあり、その貫通細孔は流体直径が4mm以下であり、所定の保持姿勢に維持された状態で、その中を循環する熱媒流体が、その流量が微量であっても、また流体の移動条件の如何に拘らず、その表面張力により常に細孔内を充填閉塞せしめ、そのままの状態では細孔内を移動する径に到る迄細径化されてある貫通細孔であって、熱交換部を形成する扁平管群の夫々の貫通細孔群はそれらの両端末において夫々にヘッダにより連通連結され、夫々のヘッダの延長部は第三の構成要素の連結管路に気密に連結されてあり、第四の構成要素である強制循環ポンプは、第三の構成要素の連結管路が、排熱用熱交換器出口と受熱用熱交換器入り口との間を連結する流路間に配設されてあり、この強制循環ポンプは熱媒流体循環系と循環系外部との間を、少なくともシステムに要求される期間以上の長年にわたりヒートパイプとしての機能を維持するに必要な高度の気密を保持することの出来る構造のポンプであることを特徴とするクローズド温度制御システム。

【請求項2】 熱交換部は、所定の長さの多数の多孔扁平管が平行並列に且つ全体として平板状になるよう整列配置されて構成された構造であることを特徴とする請求項1に記載のクローズド温度制御システム。

【請求項3】 熱交換部は、所定の長さの多数の多孔扁平管が平行並列に且つその平面側が相互に対向せしめられて配置されて構成された構造であることを特徴とする請求項1に記載のクローズド温度制御システム。

【請求項4】 熱交換部は、夫々に所定の距離間を所定の回数の往復蛇行を繰り返す蛇行多孔扁平管を単位ユニットとする単位ユニットの多数が所定の間隔で並列に配置されて構成された構造であることを特徴とする請求項1に記載のクローズド温度制御システム。

【請求項5】 第四の構成要素である強制循環ポンプの被駆動部は第三の構成要素である熱媒流体の循環流路の中に、駆動部は循環流路の外部に配置されてあり、両者の間は完全気密に隔離されてあると共に、両者の間の駆動力の伝達は電磁気的な手段、または超音波振動的な手段にて伝達される様構成されてあることを特徴とする請求項1に記載のクローズド温度制御システム。

【請求項6】 熱交換部における多孔扁平管群の直管部群の所定の部分は平行並列にかつ扁平管の平面側が相互に対向せしめられて配置されて構成されてあり、対向する両平面には相互に共通するフィン群がろう接配設されてあり、このフィン群は蛇行する極薄肉の金属リボンであることを特徴とする請求項1に記載のクローズド温度制御システム。

【請求項7】 第一の構成要素と第二の構成要素とは合体して構成されてあり、両者の熱交換部は同一の多孔扁平管群が共通適用されるようになっており、合体熱交換部の循環熱媒流体流路の排熱側ヘッダ出口と受熱側ヘッダ入り口とは連結管路と強制循環ポンプとにより連結されて作動液循環路の閉ループ系が形成されてあることを特徴とする請求項1に記載のクローズド温度制御システム。

## 【発明の詳細な説明】

## 【0001】

【産業上の利用分野】本発明は熱交換器応用の温度制御装置の構造に関するもので、特に受熱用熱交換器と、排熱用熱交換器と、それらを連結して熱媒流体の循環流路の閉ループ系を形成する連結管と、熱媒流体循環手段と、二相凝縮性熱媒流体強制循環型のループ型細管ヒートパイプとしての構成、の五構成要素を含んでなるクローズド温度制御システムにおける、熱交換部に多孔扁平管が有効利用されて構成されてあるクローズド温度制御システムの構造に関する。

## 【0002】

【従来の技術】近來の機器の高密度化実装の進展及び半導体素子の高性能化と共に、これらに対応する機器装置の冷却は益々困難になり、強制空冷による冷却では対応困難になりつつある。その対策として水冷方式に依る発熱素子の温度制御が多用されていた。水冷方式は水の熱容量が大きく且つ熱伝達率が大いので冷却効率が高く、強制空冷方式に比較して冷却性能は十倍にも改善されると共に、冷却装置が大幅に小型化される利点があった。また冷却水の流量流速を加減することにより自在に冷却性能を制御することが可能になると云う利点もあった。

【0003】然し空冷方式はその適用及び排熱処理が極めて簡易であるのに対して水冷方式は（1）被冷却体、管路の腐食、発錆等に起因して適用機器の信頼性が低下する。（2）水垢の発生等による管路の閉塞の恐れがある。（3）低温時に凍結する。（4）周囲の温度と湿度

によって冷却管路に結露が発生する。(5)漏水の場合に電気回路の短絡や漏電の危険が発生する。(6)給排水管路配接の為の機器設計の自由度が低下する。(7)適用機器の移動性、可搬性が悪い。(8)廃水処理に問題が発生することが多い。等多くの問題点が発生するものであった。

【0004】それらの問題点の解決策としてクローズド液冷システムが多用される。このシステムは受熱用熱交換器を第一の構成要素とし、排熱用熱交換器を第二の構成要素とし、それらの間をループ状に連結して冷媒液の循環流路を形成する連結管路を第三の構成要素とし、冷媒液強制循環用ポンプを第四の構成要素とする、四構成要素を主構成要素として構成され、冷媒液の受放熱サイクルに依って被冷却体を冷却する。クローズド液冷システムは付属構成要素や冷媒液の適切な選択により従来の水冷システムの問題点の殆どを解決することが出来る。即ちクローズド液冷システムの採用は、水冷方式の利点を維持したまま、移動性、可搬性、据付け性、等を改善し同時に環境問題、排水処理問題、等大きな問題点の殆どを解決するものであった。

【0005】然しその為の代償は極めて大きく、第一の構成要素の受熱用熱交換器については水冷と同様に小型高性能化されるものの、第二の構成要素として大型の排熱用空冷熱交換器及び第四の構成要素として強力大型の循環用ポンプを新たに必要とし、更に液質保全装置、冷媒液補給タンク、ドレーンパッド、各種安全手段、等の必須付属構成要素を必要とし、冷媒液が水の場合は更に超純水製造装置、ろ過装置、不凍液の場合はPHチェック装置、等の併設が必要であり、それらの全てを格納する為機器筐体が大型化し、重量が増加し、保全費用が増大する等大きな問題点が付加されるものであった。また長い年月の間には循環用ポンプを初めとする各種の付属構成要素等を接続する管路の数多くの接続部からの漏水や、結露による水滴の発生等は避けられず、機器筐体内の雰囲気が悪化し、またそれにより機器筐体を気密に密閉することが出来ない点、ドレーンパットを設ける必要がある点等も問題点であった。更に大きな問題点は主たる受熱用熱交換器で被冷却体を効率よく冷却するにも拘らず、最終的には熱量を大型の排熱用熱交換器に依り大気中に捨て去る必要があることの宿命的な欠点である。熱収支的には受熱用熱交換器で吸収する熱量と排熱用熱交換器に依り捨て去る熱量とは、機器筐体表面からの放熱を除けばほぼ等量であり、従って液冷受熱用熱交換器を採用しても機器筐体の全容積としては小型軽量化されることはなく、むしろ大型重量化せざるを得ないものであった。

【0006】発明者は上述の如きクローズド液冷システムの問題点を解決する為に特願平6-210339号(クローズドシステム温度制御装置)を発案して実用化した。このシステムは従来のクローズド液冷システムの

四構成要素に第五の構成要素として二相凝縮性熱媒流体の気泡群と液滴群が交互に配置されて循環する強制循環サイクルを構成し、熱媒流体の相変化及び熱媒流体の熱容量によって、被温度制御物質の温度を制御する受放熱部分離型のループ型蛇行細管ヒートパイプとしての構成要素を附加したクローズド温度制御システムである。このシステムの構成は第一、第二、第三、及び第四の構成要素は従来の液冷クローズドシステムの場合と大差はないが、従来システムと決定的に異なる点は第五の必須構成要素としてシステムの全体が受放熱部分離型の蛇行細管ヒートパイプとして構成してある点である。即ち付加されるに第五の構成要素は、熱媒流体流路の全ては高気密に密閉されたヒートパイプコンテナとして構成されており、このコンテナには高真空に排気された後に内容積に対して所定の割合の二相凝縮性流体が封入されてヒートパイプとした構成であり、システム全体としては受放熱部分離型のループ型蛇行細管ヒートパイプとして構成されてある。

【0007】この様な特願平6-210339号に掛るクローズドシステム温度制御装置の適用例の一つの説明図を図10に示す。Hは受熱用熱交換器、H-1は受熱用熱交換部、Cは排熱用熱交換器、C-1は排熱用熱交換部である。1-1は受熱用熱交換部H-1を構成する蛇行長尺細管で、u-6~u-10はその単位細管ユニットである。1-2は排熱用熱交換部C-1を構成する蛇行長尺細管で、u-1~u-5はその単位細管ユニットである。7-nは発熱体であって、コールドプレート10を介して、単位細管ユニットu-1~u-5で冷却液化されて循環してきた二相凝縮性熱媒流体Lと熱交換され冷却される。3は連結管で受熱用熱交換部から熱媒流体が流出する高温連結管3-1と排熱用熱交換部から熱媒流体が流出する低温連結管3-2とがある。4は強制循環ポンプであって完全シール型になっている。5は熱交換部の流入側及び流出側ヘッダである。排熱用熱交換部C-1の蛇行長尺細管1-2内を循環する熱媒流体Lは受熱用熱交換部1から運搬した熱量を気相熱媒流体Aの対流と熱交換されて風洞14を介して機器筐体15の外部に排熱する。受熱用熱交換器H、高温連結管3-1、排熱用熱交換器C、低温連結管3-2とその管路中に配設された強制循環ポンプ4とは高気密に連結されてループ状の熱媒流体循環流路を形成しており、この循環流路は高真空のヒートパイプコンテナとして形成され、所定の二相凝縮性作動液の所定量が封入されて受放熱部分離型の蛇行細管ヒートパイプが構成されてある。この様に構成されたこのクローズドシステム温度制御装置は極めて優れた温度制御機能を有する。

【0008】このシステムがクローズド液冷システムと異なる点は、受熱用熱交換器と排熱用熱交換器とは共に内径4mm以下の如き細径の蛇行細管で構成されてあり、熱媒流体を循環せしめる手段として特願平2-31

9461号または特公平6-3354号を応用したループ型蛇行細管ヒートパイプを適用して構成されており、このループ型蛇行細管ヒートパイプは特開平4-52495(ループ型細管ヒートパイプ)応用の受放熱部分離型のヒートパイプとして構成されており、自らも熱媒流体の循環機能を有する受放熱部分離型の細管ヒートパイプに対して更に熱媒流体の循環補助手段として、電磁流体ポンプに代表される完全シール型の強制循環ポンプ4が使用されてある点である。

【0009】ループ型蛇行細管ヒートパイプは二相凝縮性熱媒流体の受熱部に於ける核沸騰により発生する二相凝縮性熱媒流体の蒸気泡及び流体液滴の軸方向振動と循環流により、外部エネルギーの助けを必要とすることなく自ら効率的に熱量を輸送する。然し受放熱部分離型ヒートパイプとして構成した場合には通常のループ型蛇行細管ヒートパイプの場合と異なり受放熱部間を連結する連結管は基本的に往復2本のみまたはその倍数本の極めて少ない本数となり、ヒートパイプ内の熱媒流体が自身で循環する循環流量が極めて少なくなり、また更に連結距離が長くなることにより、管内圧力損失が増加し、熱輸送能力の発生源となる熱媒流体の軸方向振動エネルギー及び循環推力が大幅に減衰する。これ等の理由から受放熱部分離型のループ型蛇行細管ヒートパイプは通常のループ型蛇行細管ヒートパイプに比較して熱輸送能力が激減する。このシステムにおいてはこの熱輸送量の減少の問題はループ内に強制循環用の流体ポンプを設け熱媒流体を高速度で循環せしめることにより解決している。この様にヒートパイプであるにも拘らず流体ポンプを適用することが出来る点は作動液が高圧気泡と液滴が交互に配置された状態で循環する細管ヒートパイプ独特の機能によるものであり、ループ型蛇行細管ヒートパイプの重要な特徴である。このシステムはヒートパイプであるから封入される循環熱媒流体の液量は従来の冷媒液循環システムの四分の程度に少なくても良いから、強制循環用流体ポンプを小型化することが可能でありその為の消費エネルギーも極めて少なくすることが出来る。

【0010】この熱媒流体の循環流量が充分に大きく且つ充分に高速であればこの手段は受放熱部分離型ヒートパイプの熱輸送能力が蛇行細管ヒートパイプより低下することを補うだけではなく、通常の蛇行ループ型細管ヒートパイプ方式に依る場合や通常の冷媒液強制循環方式に依る受放熱部分離型ヒートパイプの場合より熱輸送能力を大幅に増加せしめることが可能になる。この熱輸送能力の増加は、単純にループ型蛇行細管内における高圧蒸気泡及び流体液滴の循環速度が向上するだけに因るものではなく、媒流体の受熱部細管内に於ける二相凝縮性熱媒流体が高速移動することにより受熱部細管内表面の内圧が降下し、これにより熱媒流体蒸気泡の発生量が激増し、従って放熱部における凝縮量も激増し、全体として熱媒流体の潜熱熱輸送量が激増することによるもので

ある。

【0011】上述のごとく構成されたこのシステムの効果はクロード液冷システムの問題点をすべて解決するもので、小型軽量化を困難ならしめる最も大きな要因となる空冷熱交換器を大幅に小型化すると共に、冷媒液循環ポンプを数分の一に小型化し、純水製造装置、汚過器、冷媒液補給タンク、ドレーンバット等の付加装置を省略せしめ更に筐体内雰囲気を低湿度で且つクリーンに保持せしめることを可能にする。更に重要な点はシステム全体がヒートパイプであるから極めて信頼性が高く、長年に亘って全く保守を必要としないことである。このシステムの他の特徴として熱輸送能力が通常ヒートパイプの如く温度差に依り定まるものではなく、熱媒流体の循環速度、循環量の制御に依り熱輸送能力を自在に制御し、被温度制御体の温度を自在に制御することが可能になる点がある。

【0012】

【発明が解決しようとする課題】上述の如き特願平6-210339号(クロードシステム温度制御装置)は極めて高性能であり、従来の問題点をすべて解決するものではあったが、システムの大容量化に際して各種の困難があり、基本的な構成素材として蛇行細管を使用する限りコストが大幅に上昇しこの点が大きな問題点となっていた。

【0013】即ち数十KWの如き大容量システムを構成する場合、熱交換部における単位細管ユニットの蛇行ターン数を通常より増加せしめ、更に、または、単位細管ユニットの配置数を通常より増加せしめて構成する必要があり、従って多数のヘッダを必要とし、受熱用熱交換器と排熱用熱交換器とそれらの間を連結するヘッダ及び連結管の相互連結部の数が激増し、配管構成が複雑化せざるを得ないものであった。この配管構成の複雑化は、連結部のすべてを完全気密化し、システムの信頼性を維持する為の溶接接続作業を極めて困難なものとし、システム全体の製作費用を大幅に増加せしめるものであった。更に全体的に細管の本数及び蛇行回数が激増し、従って細管の蛇行曲げ加工時間が激増することになる。細管の蛇行曲げ加工は現状では手作業に依存せざるを得ず加工時間の短縮が困難で、このことはシステム全体の製作費を益々高価ならしめるものであった。

【0014】また細管の総延長長さの増加及び蛇行総回数の増加は、細管内熱媒流体の圧力損失を増加せしめ、これは熱媒流体循環用ポンプを大型強力化せしめることになりシステム全体を大型化せしめると共にシステム稼働の為のエネルギー損失を増加せしめるものであった。

【0015】また熱交換部が強制空冷の熱交換である場合は、大型化された熱交換部の多数の蛇行細管群は管外圧力損失を激増せしめ、その為に対流発生用ファンが大型化したり、騒音が増加したりする点も問題であった。

【0016】更に大きな問題点として、近來の業界にお

けるコスト低減競争の激化により、このクローズドシステム温度制御装置に対しても、その優れた機能にも拘らず、製造コスト削減の要求が厳しくなり始めている。また業界のこのコスト削減の要望はシステムの容量に関わらないものであり小容量のシステムに対しても何らかのコスト削減対策が必要となっている。特に蛇行細管の蛇行屈曲加工は自動化が極めて困難で、現状では手作業に頼らざるを得ず、製造コストの大半を占めており、その加工時間の削減が大きな課題となっている。

【0017】

【課題を解決する為の手段】軽金属のプレス押出成型技術の近來の進歩は目覚ましく、薄肉広幅のリボン形状プレートに多数の貫通細孔を設けた多孔扁平管の製作が容易になりつつある。その押し出し技術は未だ進歩を続けつつあるが、現状では厚さ1.3mm、幅50mm、貫通細孔の内径0.7mm、細孔数が49本の多孔扁平管の製作も可能になっている。この様な多孔扁平管はその所定の長さの、所定の枚数を平行並列に同一平面上にて連結して所望の薄肉広幅の大型平板を容易に構成することが出来る。また厚さ1.3mm、幅19mm、貫通細孔の内径0.6mm、細孔数21本の長尺のリボン状多孔扁平管も製作可能である。この様なリボン状長尺多孔扁平管は所望の蛇行形状に構成したり、螺旋形状に構成することが容易である。図1はこの様な多孔扁平管の構造を示す斜視図である。1は多孔扁平管で現在技術では厚さ1.3mmの場合で幅は50mm程度であるが、その長さは数百米に製造することが出来る。2-nは貫通細孔群でありその各細孔の流体直径は0.5mm程度まで小さくすることが出来る。

【0018】これらの貫通細孔の内径は何れも流体直径2mm以下であり蛇行細管ヒートパイプとしての必要条件を満足している。即ちこのような細径の貫通細孔においては、蛇行細管ヒートパイプとして構成した場合、封入作動液量が如何に少量であっても、ヒートパイプ作動時にコンテナ内において作動液は細孔内を常に充填閉塞し、蒸気泡と液滴が交互に配置され、作動液が移動したり振動を発生したりするに際し、移動速度や振動の激しさの大小に拘わらず、そのままの状態継続的に移動や振動をすることが可能である。

【0019】本発明のクローズド温度制御システムにおいては、課題を解決する為の手段として上述の如き多数の細径貫通細孔を有する多孔扁平管を有効利用して、熱交換器の熱交換部を構成する。即ち本発明の基本的構造は、受熱用熱交換器を第一の構成要素とし、排熱用熱交換器を第二の構成要素とし、それらを連結して熱媒流体の循環流路の閉ループ系を形成する連結管を第三の構成要素とし、熱媒流体循環手段を第四の構成要素とし、二相凝縮性熱媒流体強制循環型のループ型細管ヒートパイプとしての構成を第五の構成要素とする五つの構成要素を含んで構成されており、このクローズド温度制御シ

ステムにおける第一及び第二の構成要素の双方または何れかの熱交換部に細径貫通細孔群を有する多孔扁平管が有効利用されて構成されてあることを特徴とする。本発明のクローズド温度制御システムの基本的構造を以下に説明する。

【0020】第一及び第二の構成要素の双方若しくは少なくとも何れか一方の構成要素の熱交換部は、流体直径4mm以下の貫通細孔群を有する熱伝導性の良好な軽金属を素材とする多孔扁平管を主材料として構成されており、貫通細孔の内径は、所定の保持姿勢に維持された状態で、その中を循環する熱媒流体が、その流量が微量であっても、また流体の移動条件の如何に拘らず、その表面張力により常に細孔内を充填閉塞せしめ、そのままの状態に細孔内を移動する径に到る迄細径化されてある。

【0021】内径4mm以上の比較的太径の細孔の場合は凝縮作動液または未気相化作動液は気相作動液の循環流に逆らって管内壁に沿って管内を流下して熱交換器の低水位部分に滞留し気相作動液の循環及び管内圧力をを不安定ならしめ性能を低下せしめる。それに対して十分に細径化された本発明に適用される細孔においてはそのあらゆる部分に気泡群と液滴群が交互に配置され、作動液の蒸発凝縮は気泡の拡大収縮を引き起こすのみで、液相作動液が低水位部に流下したり停滞することが無く、また作動液の循環に依ってもその状態は維持されたまま移動するから管内の圧力分布は常に均一化され、液相作動液（液滴群）も気相作動液（気泡群）も安定して循環される。即ち蛇行細管に替えて適用した場合の多孔扁平管は蛇行細管と同等に作動することになり、従って多数の貫通細孔を有する多孔扁平管は多数並列の蛇行細管として作動するから遥かに少ない本数または長さで代替することが出来る。

【0022】熱交換部を形成する扁平管群の両端末は夫々にヘッダにより連通連結され、夫々のヘッダの延長部は第三の構成要素の連結管路に気密に連結されてある。

【0023】第四の構成要素である強制循環用気密ポンプは、熱媒流体の循環流路中の連結管路が、排熱用熱交換器出口と受熱用熱交換器入り口との間を連結する部分に配設され、排熱用熱交換器から受熱用熱交換器に向かって作動液が循環するように配置されてある。この強制循環用気密ポンプは熱媒流体循環流路とその循環系外部との間を、システムに要求される期間以上の年月にわたり高度の気密を保持することの出来る構造のポンプである。

【0024】それらの四構成要素の全てを含んで形成されてある熱媒流体の閉ループ循環系の全ての接続部は完全気密に接続連結されてあって、これにより循環流路の全体は一体の密閉コンテナとして形成され、このコンテナは高真空に排気された後その全内容積に対する所定の割合の二相凝縮性作動液が封入封止されて、第五の構成



要素である二相凝縮性熱媒流体強制循環型のループ型細管ヒートパイプとして構成されてあることを特徴としている。

【0025】本発明を適用された場合に構成される受放熱部分離型のループ型蛇行細管ヒートパイプは従来の受放熱部分離型のヒートパイプとはその作動も構成も全く異なるものである。図11に例示する従来の受放熱部分離型ヒートパイプは作動液の蒸気発生器(熱吸収器)eと凝縮器(放熱器)cと蒸気発生器e内に凝縮作動液 $\lambda$ を送入する為の作動液循環ポンプ14とそれらを連結してループを構成する冷媒液管路3-2と蒸気管路3-1とからなることが基本的構造であり、その作動液循環は液相作動液 $\lambda$ と気相作動液 $\nu$ とは夫々分離して循環する。即ちループ状連結管路の中の蒸気発生器(熱吸収器)eから凝縮器(放熱器)cに向かう蒸気管路3-1内を移動する作動液は気相(蒸気)であり、飽和蒸気圧を有している。凝縮器(放熱器)cから蒸気発生器(熱吸収器)eに向かう冷媒液管路3-2内を移動する作動液は液相であり一般には重力のサイホン作用が加わっている。また蒸気発生器(熱吸収器)e内には蒸気圧が発生するから作動液循環ポンプ14に依る圧入力無しには作動液は蒸気発生器e内に供給することは出来ない。図においてAは気相熱媒流体の強制対流、Hは加熱手段である。この様な従来の受放熱部分離型ヒートパイプの熱輸送は一見するとポンプに依る液相作動液循環に依って為される如く思われるが、その熱輸送能力は蒸気発生器eにおける蒸気圧と蒸気発生量に依存し、また凝縮器cの蒸気凝縮による負圧力(吸引力)に依存するものである。ポンプにより蒸気発生器eに供給される液相作動液循環量は蒸気発生器eの蒸気発生能力を超えても、また凝縮器(放熱器)cの蒸気凝縮能力を超えてもヒートパイプの熱輸送性能はかえって低下する。熱量輸送は結局作動液の相変化即ち作動液の潜熱輸送のみに依って為されるものであり液循環によるその熱容量による顕熱輸送は為されない。また他の相違点としては圧力損失を防ぐ為、従来の通常の受放熱部分離型ヒートパイプにおいては、凝縮器c、冷媒液管路3-2、及び蒸気発生器e、蒸気管路3-1には細管は使用されない。従って対流受放熱の場合は受放熱部には各種のフィン群を装着する必要がある。

【0026】これに対して本発明を適用した場合に構成される受放熱部分離型のループ型細管ヒートパイプにおいてはその熱交換部の全てが多孔扁平管の貫通細孔で形成された蛇行細孔で構成されており、細孔内の二相熱媒流体はその全ての部分に於て、液相作動液(液滴)と気相作動液(蒸気泡)とが自ら交互に分離配列され、常に管路内を充填閉塞せしめた状態を維持し、その俟の状態、自ら軸方向に振動し且つ所定方向に循環し、熱量は自ら高温部から低温部に向かって移動する。この間蒸気泡は放熱と共に縮小または消滅し、液化しながら循環

するが、受熱部で続々と発生する圧力蒸気泡により補充され、液相のみとなることはない。このヒートパイプにおいては熱量の輸送は気相流体の相変化に依る潜熱の熱輸送と液相流体の熱容量による顕熱熱輸送も併せて行われる。また圧力気泡と液滴とが交互配置される、本発明の蛇行細孔ヒートパイプの作動液は液体ポンプにより強制循環せしめることが出来る点でも通常のヒートパイプとは全くまったく異なっている。更に蛇行細孔ヒートパイプでは多孔扁平管自身が受放熱フィンとして作用するのでフィン群を装着しない場合でも十分に対流放熱部として適用することが出来る。この様であるから、本発明を適用して構成される受放熱部分離型のループ型蛇行細孔ヒートパイプ(扁平管ヒートパイプ)は前述の如き従来の受放熱部分離型ヒートパイプとはその構成、作動原理、作用等全ての点に於て本質的に異なるものである。

【0027】この様な新規な構成の本発明のクロズドシステム温度制御装置の基本構成について図2に依って説明する。図は本発明のシステム基本構造を説明する斜視図であって機器筐体は一部を残して切除省略してある。図の如く本発明の基本構造は第一の構成要素である受熱用熱交換器Hと、第二の構成要素である排熱用熱交換器Cと、それらを閉ループ状に且つ気密に連結する第三の構成要素である連結管3と、ループ内の作動液を循環せしめる為の第四の構成要素である強制循環用ポンプ4と、図示されていないが、そのループ状管路内は高真空に排気されてヒートパイプコンテナとなされており、コンテナにはその内容積に未満の所定量の二相凝縮性作動液が封入されて、二相凝縮性熱媒流体強制循環型のループ型細孔ヒートパイプとして構成されてあることの第五の構成要素の五構成要素から成り立っている。

【0028】本発明の特徴とする所はそれらの構成要素の第一及び第二の構成要素である熱交換器の熱交換部を多孔扁平管を有効利用して構成する所にある。図2においては受熱用熱交換部H-1には多孔扁平管は平板状に並列に整列配置されており、平板状並列多孔扁平管1-1として有効利用されてある。また排熱用熱交換部C-1には多孔扁平管は蛇行成形されたユニットの多数が並列に配置されて蛇行多孔扁平管ユニット1-3の群として有効利用されてある。この適用の仕方は一例に過ぎず各種多様な適用態様が考えられる。図2のシステムの作動は特願平6-210339号(クロズドシステム温度制御装置)と全く同じであり、受熱用熱交換器Hにおいて発熱体7-nの熱量を吸収した高温作動液は発生する蒸気気泡と液滴とが交互に分散配置された気相リッチの状態ヘッダ5連結管3を経て排熱用熱交換器Cに至り、冷却ファン8により対流空気Aの中に作動液の熱量を排熱し、液相リッチの低温作動液に変化して、図示されていないヘッダ5、連結管3を経て、強制循環ポンプ4により受熱用熱交換器Hに還流せしめられ循環サイクルが形成されている。強制循環ポンプ4は循環系外に対



して高度の気密が保持されており、長年に亘りヒートパイプとしての機能を損なわないよう維持することが出来る。

#### 【0029】

【作用】上述の如き本発明の構成は当然のこととして特願平6-210339号と全く同等な作用があるが、それに加えて多孔扁平管の有効利用はクローズドシステム温度制御装置として以下の各項の如き作用を発揮する。

(1) 多孔扁平管の適用は熱交換部の構成を簡素化せしめ、小型軽量化を達成せしめ、対流熱交換する熱媒流体の圧力損失を低下せしめて機能を向上せしめる作用がある。これらは多孔扁平管の一本は細管の数倍以上の表面積を有し、10本以上の貫通細孔を内蔵するから、その一本の配設は細管ヒートパイプの数本以上を配設したと同等の効果があることにより、多孔扁平管の使用長さが数分の一で目的を達することが出来ることによる。

(2) 多孔扁平管ヒートパイプの両平面には各種のフィン群を容易に装着することが出来る。外表面の対流熱交換性能を数倍に増加せしめることを可能ならしめる。これはフィンの装着が不可能な細管ヒートパイプに比較して数倍の熱交換性能を発揮せしめるか、または数分の一に小型軽量化せしめることを可能ならしめる。

(3) 多孔扁平管は細管に比較してヒートパイプとして数倍以上の高性能を発揮せしめるにも拘らず、その長さ当たりの単価は1.5倍にも達しない。このことは前述の如く必用長さが数分の一になる点と相俟って熱交換部の材料費用を拾分の一以下に低減せしめる。

(4) 蛇行成形して使用する場合必要長さが数分の一になり更に構成が極めて簡素化されるので、成形加工費用及び組立加工費用が数分の一に低減される。

#### 【0030】

##### 【実施例】

【第一実施例】 図3は本発明のクローズドシステム温度制御装置の第一実施例を示す斜視図である。本実施例は図2に例示の如き本発明の基本構造における受熱用熱交換部H-1または排熱用熱交換部C-1が、所定の長さの多数の多孔扁平管が平行並列に且つ全体として平板状になるよう整列配置されて構成された構造であることを特徴としている。図において平板状並列多孔扁平管群1-1は多孔扁平管1-nが平行並列に且つ全体として平板状になるよう整列配置されて形成されてある。多孔扁平管群1-1は本図においては所定の間隔を開けて並列化されてあるが、これは多孔扁平管1-n内を還流する作動液を集約するヘッダ5の耐内圧強度を強化する為に間隔を開けて配置されてあるものであり、ヘッダの肉厚が十分に厚い場合や、強度上十分に強い金属材料で形成されてある場合は各多孔扁平管1-nは密に並列配置されてあっても良い。この実施例の熱交換器は平板状並列多孔扁平管群1-1の平面において熱交換がなされる。その場合はその平面上に直接発熱素子を取りつけて

金属間熱伝導に依って受熱熱交換せしめたり、液冷ジャケットを取りつけて排熱熱交換せしめる例が多い。またこの実施例の他の特徴としてヘッダ5を比較的小径にすることが出来る点がある。

【0031】[第二実施例] 図4は本発明のクローズドシステム温度制御装置の第二実施例を示す部分斜視図である。本実施例は図2に例示の如き本発明の基本構造における受熱用熱交換部H-1または排熱用熱交換部C-1が、所定の長さの多数の多孔扁平管が平行並列にかつその平面側が相互に対向せしめられて配置されて構成された構造であることを特徴とする。図の例においては所定の長さの多数の多孔扁平管1-nがその両端部において夫々ヘッダ5-1、5-2の軸方向に対して多孔扁平管1-nの端縁が直交するように接合されてある。これに依り多数の多孔扁平管1-nが平行並列にかつその平面側が相互に対向せしめられて配置される。この構造はヘッダ5が比較的大径にならざるを得ない問題点はあるものの、同一面積内により多数の多孔扁平管1-nを配置せしめて、より高い熱交換性能を発揮せしめることが出来る利点がある。この熱交換部は主として対流熱交換に用いられ特に空冷熱交換に多く用いられる。対流の流れ方向は通常は多孔扁平管1-nの面に平行な流れで使用される例が多い。特殊な場合は多孔扁平管1-nの端縁とヘッダ5-1、5-2の軸方向に対し所定の角度をなして配列され、面対向形状多孔扁平管群1-2は所謂ルーバ形状に配列される場合もある。その場合には対流の流れ方向は多孔扁平管群が形成する面に平行で且つ各多孔扁平管に直交する流れを与えて適用される。

【0032】[第三実施例] 図5は本発明のクローズドシステム温度制御装置の第三実施例を示す斜視図である。本実施例は図2に例示の如き本発明の基本構造における受熱用熱交換部H-1または排熱用熱交換部C-1が、夫々に所定の距離間を所定の回数の往復蛇行を繰り返す蛇行多孔扁平管を単位ユニット1-3とする単位ユニット1-3の多数が所定の間隔で並列に配置されて構成されてあることを特徴としている。図5はその単位ユニット1-3を斜視図で示してあり、図2の基本構造においてはこの単位ユニット1-3の複数が並列に配置されてある状態が示してある。図5における6は仕切板であって対流熱交換の対流の流れを単位ユニット1-3に効率よく流入させる為の仕切板である。図5においては単位ユニット1-3の多孔扁平管1の両端末が仕切板6を貫通した位置でヘッダ5-1、5-2に接続されてある例が示してあるがこの接続位置は図5により限定されるものではない。本実施例は主として対流熱交換に使用されるが、本実施例の特徴として対流の流れ方向が如何なる方向であっても適用することが出来る利点がある。即ち対流が図5の仕切板6に平行な流れである場合、多孔扁平管1の直立面に平行する流れでも良く、また多孔扁平管1の直立面に直交する流れであっても良く、更に

直立面に傾斜角を有する方向の流れであっても良い。更に重要な利点として図2に例示の如く仕切板6に沿って全方向から蛇行多孔扁平管単位ユニット1-3の列群内に流入し、中心部に流れ方向を転換して直立する多孔扁平管1の群に沿ってその先端方向に向かって流れ、先端部から排出される如き流れであっても良く、逆に多孔扁平管1の群の先端部から流入し、直立する多孔扁平管1の群に沿って仕切板6に向かって流れ、仕切板6に衝突して流れ方向を転換して仕切板6に沿って全方向に向かって排出される如き流れであっても良い。これらのような流れの場合は数十パーセントも熱交換性能が向上するデータが経験的に得られている。本実施例の他の特徴として蛇行多孔扁平管単位ユニット1-3の蛇行反転距離を十分に長くして熱交換性能を向上せしめることが出来る利点がある。この事は図5の例で言えば単位ユニット1-3の高さを十分に高くすることが出来ることを意味する。従来の蛇行細管ヒートパイプで本実施例の如く構成する場合は各細管が柔軟に過ぎる事により250mm程度が実用限界であった。本実施例の場合は多孔扁平管の強度が大きい事により500mmの高さでも実用が可能であり、更に高くする必要があり蛇行多孔扁平管ユニット群の強度に懸念が生じた場合は適切な補強手段を講じること容易である。

【0033】〔第四実施例〕 図6は本発明のクローズドシステム温度制御装置の第四実施例を示す断面図である。本実施例は図2に例示の如き本発明の基本構造の第四の構成要素である強制循環ポンプにおいてその被駆動部は第三の構成要素である熱媒流体の循環流路の中に、駆動部は循環流路の外部に配置されており、両者の間は完全気密に隔離されてあると共に、両者の間の駆動力の伝達は電磁気的手段、または超音波振動的な手段にて伝達される様構成されてあることを特徴としている。図6の断面図はその一例を示すものであり3は連結管、9はシリンダでありそれらは液相熱媒流体（作動液）Lの循環流路になっている。11は中空振動子（被駆動部）であってシリンダ内に滑合状態に挿入されており、その中空部は液相熱媒流体の流路になっている。中空部の両口元には夫々に逆止弁が設けられてあり両逆止弁は同一方向に流れを規制している。10-1、10-2は共に発振コイルであって電磁的に中空振動子を液相熱媒流体の流れ方向の前後方向に振動せしめる。振動子の振動は設けられた逆止弁とシリンダの前後の空隙部との相互作用により直列2個の流体ポンプとして作動する。このようなポンプの気密性は完全であり、本発明のクローズドシステムのヒートパイプとしての真空度をポンプの機械的寿命の限界まで保証する。図6は相互に完全に気密に保持された駆動部と被駆動部が電磁的に結合されて作動する例を示したものであるが、このようなポンプは他の構造例も数例実用化されており、更に最近では超音波的に結合された駆動装置も提案されている。

【0034】〔第五実施例〕 図7及び図8は本発明のクローズドシステム温度制御装置の第五実施例を示す側面略図である。蛇行細管ヒートパイプにはフィン群を装着することが極めて困難であるが多孔扁平管ヒートパイプには容易にフィン群を装着することが出来る。特に図4第二実施例及び図5第三実施例の如く多孔扁平管の平面が対向して平行に配設された部分がある場合はその対向する両面に共通のフィン群を装着することによりその熱交換性能を極めて大幅に増加せしめることが出来る。第五実施例の図7及び図8は夫々図4第二実施例及び図5第三実施例の多孔扁平管1-n、1-3に蛇行する極薄肉金属テープが一括して共通フィン群13として装着されて有る。この高密度の共通フィン群13の装着は全てのフィン群が一括して一工程で炉中ろう接により実施出来るから低コストで実施出来る特徴がある。また共通フィン群であるから両面から熱量が供給されるので極めてフィン効率が高く従って高性能で有ることも重要な特徴で有る。更にこのフィン群は極めて軽量な点もその特徴になっている。

【0035】〔第六実施例〕 図9は本発明のクローズドシステム温度制御装置の第六実施例の説明図で側面略図である。本実施例は多数列の蛇行多孔扁平管ユニット1-3で構成されるが図においてはその第一列目の側面略図を示してある。本実施例は基本構成における第一の構成要素と第二の構成要素とは合体して構成されており、受熱用熱交換部H-1と排熱用熱交換部C-1とは同一の蛇行多孔扁平管ユニット1-3が共用されて合体熱交換部CHとして構成されてある。多数の合体熱交換部CHの夫々の両端末の群はヘッダ5-1、5-2に連結されており、夫々のヘッダは連結管3で気密に連結されており、更に連結管3には強制循環ポンプ4が気密に装着されてある。これにより構成要素の全てはループ状密閉コンテナとして形成され、所定量の二相凝縮性熱媒流体Lが封入されて蛇行細管ヒートパイプとして構成されてある。二相凝縮性熱媒流体Lは排熱用熱交換部C-1の端末側から受熱用熱交換部H-1の端末に向かう方向に強制循環される。図において破線H-2、及びC-2は夫々加熱手段及び冷却手段を示している。本実施例は受熱用熱交換部H-1と排熱用熱交換部C-1とが距離を設ける必要がない場合に適用されるが、本システムの基本構成に比較して次のような利点がある。

(1) 受熱用熱交換部H-1と排熱用熱交換部C-1とが直接連結され、即ち多数の多孔扁平管で連結されてあるから、二相凝縮性熱媒流体Lは蛇行細管ヒートパイプの原理によりポンプの助け無しでも強力な循環推力を発揮する。強制循環ポンプ4は小型のものであってもシステム全体の温度制御性能は強力なものとなる。

(2) 二相凝縮性熱媒流体Lの循環経路を最短にすることが出来るからループ内の圧力損失が極めて少なく、この点からも強制循環ポンプ4は小型化しても強力な性能

を発揮する。

(3) 全体的に小型化されるので二相凝縮性熱媒流体の封入量が少なくなりこの点からも強制循環ポンプ4の負担が大幅に軽減される。

(4) 大幅な小型化高性能化が可能になり適用機器の小型軽量化に貢献する。

#### 【0036】

【発明の効果】リボン状扁平管の中に多数の細径貫通孔を有するアルミ多孔扁平管の一本はその内部の細径トンネル効果において、細管の数10本に匹敵し、外表面の熱伝達性能において細管のほぼ10本に匹敵し、その可撓性、柔軟性はその厚さと同等径の純銅細管に勝る。これにより簡素化されたシステムの熱交換部は管の使用長さが10%に低減され、構成容積が50%に小型化された。更に素材の長さ当たり単価がほぼ同等であり、これらの総合効果として熱交換部の材料費を90%、加工費を80%、システム全体としてコストを70%も削減することに成功した。

#### 【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の構成素材の多孔扁平管の構造を示す斜視図である。

【図2】本発明のクローズドシステム温度制御装置の基本構造を示す斜視図である。

【図3】本発明のクローズドシステム温度制御装置の第一実施例を示す斜視図である。

【図4】本発明のクローズドシステム温度制御装置の第二実施例を示す斜視図である。

【図5】本発明のクローズドシステム温度制御装置の第三実施例を示す部分斜視図である。

【図6】本発明のクローズドシステム温度制御装置の第四実施例を示す断面図である。

【図7】本発明のクローズドシステム温度制御装置の第五実施例の一例を示す側面略図である。

【図8】本発明のクローズドシステム温度制御装置の第五実施例の他の一例を示す側面略図である。

【図9】本発明のクローズドシステム温度制御装置の第六実施例の構成を示す説明図の側面略図である。

【図10】従来のクローズドシステム温度制御装置の構成を示す説明図である。

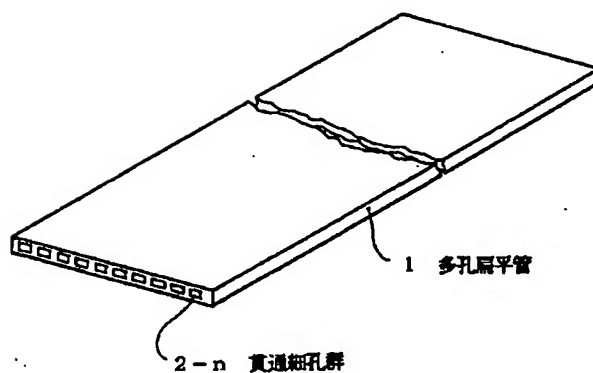
【図11】従来の受放熱部分離型ヒートパイプの構成を

示す説明図である。

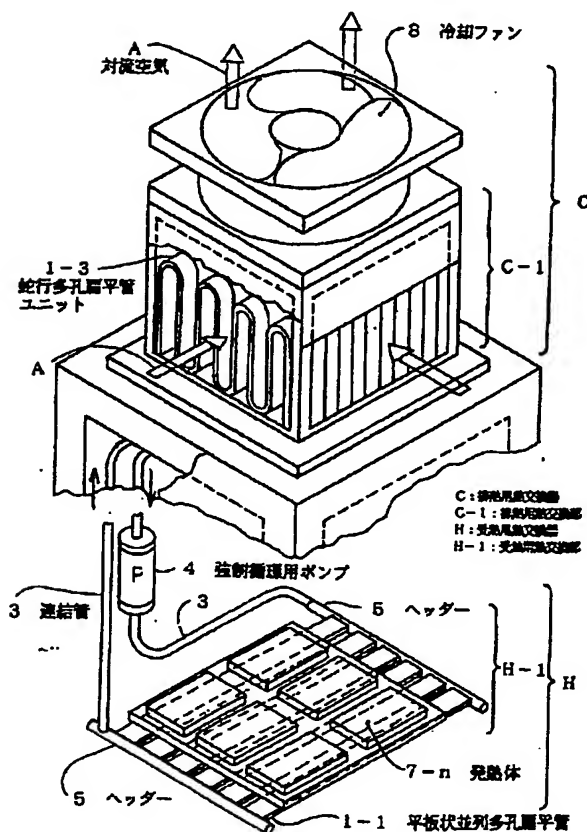
#### 【符号の説明】

- 1 多孔扁平管
- 1-1 平板状並列多孔扁平管
- 1-2 面対向形状多孔扁平管
- 1-3 蛇行多孔扁平管ユニット
- 2-n 貫通細孔群
- 3 連結管
- 3-1 蒸気管路
- 3-2 冷媒液管路
- 4 強制循環ポンプ
- 5-1 ヘッダ
- 5-2 ヘッダ
- 6 仕切板
- 7-n 発熱体
- 8 冷却ファン
- 9 シリンダ
- 10-1 発振コイル
- 10-2 発振コイル
- 11 中空振動子
- 12-1 逆止弁
- 12-2 逆止弁
- 13 共通フィン群
- 14 風洞
- 15 機器筐体
- 21-1 蛇行長尺細管
- 21-2 蛇行長尺細管
- u-n 単位細管ユニット
- A 気相熱媒流体(対流空気)
- L 液相熱媒流体(凝縮作動液)
- C 排熱用熱交換器
- C-1 排熱用熱交換部
- C-2 冷却手段
- H 受熱用熱交換器
- H-1 排熱用熱交換部
- H-2 加熱手段
- CH 合体熱交換部
- e 凝縮器(放熱器)
- c 蒸気発生器(熱吸取器)

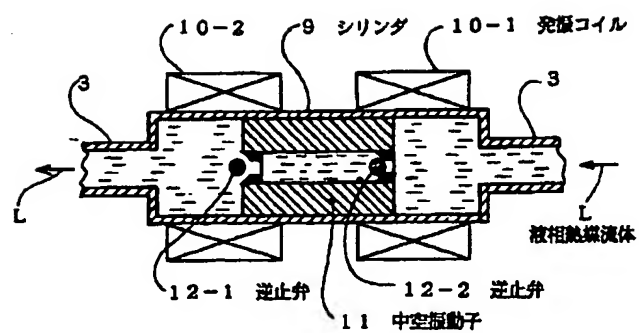
【図1】



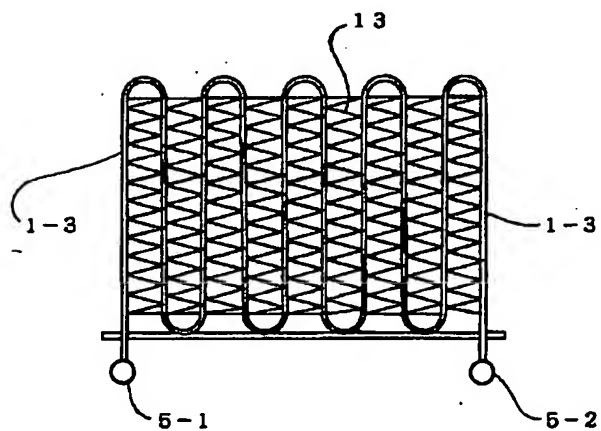
【図2】



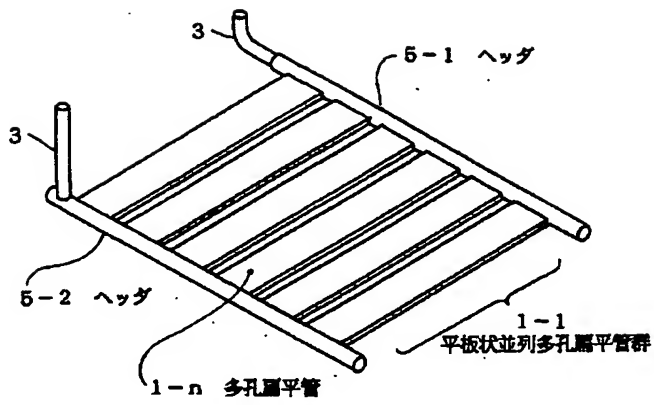
【図6】



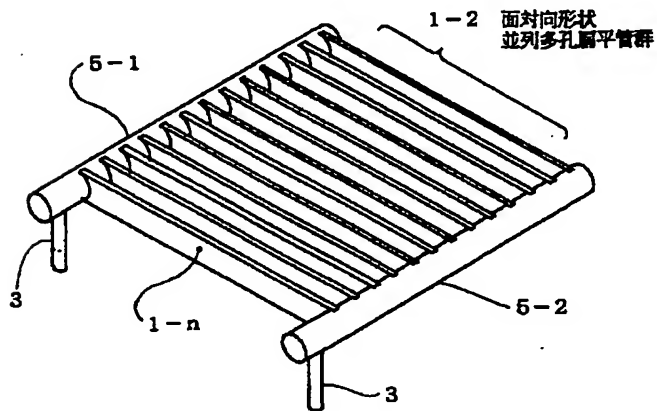
【図8】



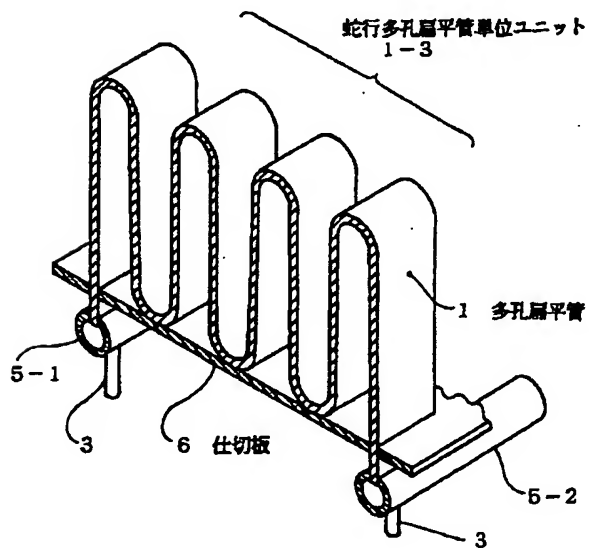
【図3】



【図4】



【図5】



【図7】

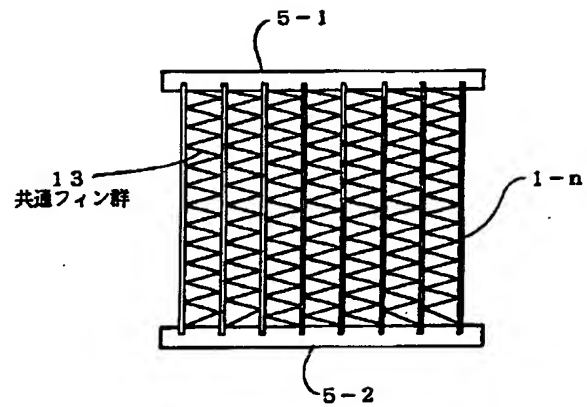




Diagram illustrating a combined heat exchanger (CH) system. The system consists of a vertical loop of tubes. The top section is labeled C-1 and C-2 (cooling means). The bottom section is labeled H-1 and H-2 (heating means). The entire loop is enclosed in a dashed box labeled CH 合体熱交換部. The flow direction is indicated by arrows: upward on the left and downward on the right. The flow enters from the bottom right, passes through a pump P (labeled 4), and exits from the bottom left. The flow is controlled by valves 5-1 and 5-2. The flow is labeled 3 and L.

蛇行長尺配管 21-2

単位配管ユニット  
u-1 u-2 u-3 u-4 u-5

14 風洞

C-1 排熱用熱交換部

C 排熱用熱交換部

3-1 高温連結管

3-2 低温連結管

5 ヘッダ

4 強制循環ポンプ

8 冷却ファン

5 ヘッダ

H-1 受熱用熱交換部

H 受熱用熱交換部

7-u 発熱体

21-1 蛇行長尺配管

16 機殻管体

10 コールドプレート

u-6 u-7 u-8 u-9 u-10

L: 二相流熱媒体

【図11】

